

УДК 621.828.2: 539.629

Определение приведенного коэффициента трения в шарнирных узлах машин

О.В. Шарков

ФГАОУ ВО «Балтийский федеральный университет им. И. Канта»

Determination of the reduced coefficient of friction in the hinge joints of machines

O.V. Sharkov

Immanuel Kant Baltic Federal University

Шарнирные узлы относятся к ответственным элементам приводов машин, недостаточная нагрузочная способность и долговечность которых может стать основным фактором, лимитирующим работоспособность приводов в целом. Приведенный коэффициент трения — один из основных параметров, влияющих на износостойкость, долговечность, нагрузочную способность и другие триботехнические и эксплуатационные характеристики шарнирных узлов. Приведены теоретические и экспериментальные результаты определения коэффициента трения в зависимости от характеристик сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарниров: степени приработки, закона распределения давления и угла зоны контакта. Получены теоретические зависимости для расчета приведенного коэффициента трения в широком диапазоне угла контакта. Показано, что увеличение угла контакта сопряженных поверхностей с 40 до 160° вызывает рост приведенного коэффициента трения на 20...40 %. Экспериментальные исследования выполнены на установке, моделирующей процесс трения в сопряжении поверхностей шарнира в условиях их относительного скольжения. Анализ результатов эксперимента подтвердил адекватность полученных теоретических зависимостей и показал, что с увеличением нагрузки коэффициент трения изменяется не более чем на 14,8 %.

EDN: WULKWK, <https://elibrary/wulkwk>**Ключевые слова:** трение скольжения, приведенный коэффициент трения, цилиндрический шарнир, угол контакта, износ шарнирных узлов

Hinged joints are critical components of machine drives, and their insufficient load-bearing capacity and durability can be the main factor limiting the overall performance of the drives. The value of the reduced friction coefficient is one of the main parameters influencing the tribotechnical and operational characteristics of hinged joints – wear resistance, durability, load capacity, etc. The paper presents theoretical and experimental results of determining the friction coefficient depending on the characteristics of the mating surfaces of cylindrical hinges: degree of running-in; pressure distribution law; contact zone angle. It has been shown that increasing the contact angle of mating surfaces from 40 to 160° causes an increase in the reduced coefficient of friction by 20...40%. Experimental studies were carried out on a setup that simulated the friction process in the mating surfaces of a hinge under conditions of their relative sliding. The results of the experiment confirmed the adequacy of the obtained theoretical dependencies and showed that with an increase in load, the friction coefficient changes by no more than 14,8 percent.

EDN: WULKWK, <https://elibrary/wulkwk>**Keywords:** sliding friction, reduced friction coefficient, cylindrical hinge, contact angle, hinge joints wear

Шарнирные узлы находят широкое применение в приводах различных технических систем: карданных и рычажных передач машин и станков; шасси и устройств поворота крыла самолетов; системах управления и функционирования сельскохозяйственной, строительной и транспортной техники [1–7].

Эти узлы относятся к самым ответственным и нагруженным элементам конструкций, имеющим относительно низкую долговечность [8–10]. Так, количество отказов карданных шарниров автотранспортных средств может составлять 67...91 % всех отказов карданной передачи [11].

Одной из основных причин потери работоспособности шарнирных узлов является их износ [8, 12–15], который в значительной степени зависит от коэффициента трения.

Цель исследования — теоретическое и экспериментальное определение коэффициента трения в цилиндрических шарнирах при относительном скольжении их сопряженных поверхностей в широком диапазоне угла контакта.

Теоретическое определение коэффициента трения. В настоящее время для расчета приведенного коэффициента трения $f_{пр}$ в контакте цилиндрических поверхностей используют формулы, полученные для частного случая, когда угол контакта между втулкой и пальцем $2\varphi_0 = 180^\circ$. Такие формулы имеют следующий вид [16–18]:

- для неприработанных цилиндрических поверхностей

$$f_{пр} = \frac{\pi}{2} f;$$

- для приработанных цилиндрических поверхностей

$$f_{пр} = \frac{4}{\pi} f,$$

где f — коэффициент трения в контакте двух гладких поверхностей.

Однако в реальных условиях эксплуатации с учетом деформационной приспособляемости и износа шарнирных узлов угол контакта $2\varphi_0$ может быть строго равен 180° только в отдельных случаях.

Первое теоретическое исследование угла контакта и характера распределения давления в сопряжении двух гладких цилиндрических тел с малой разницей радиусов выполнил

И.Я. Штаерман [19]. По результатам исследования установлено, что угол контакта $2\varphi_0$ может изменяться в диапазоне от малых значений, близких к нулю, до 120° .

Работы других исследователей [1, 16, 20] подтвердили, что при внутреннем контакте цилиндрических поверхностей, выполненных из самых распространенных машиностроительных материалов (стали, чугуна, бронзы, дюралюминия), угол контакта также чаще всего меняется в широком диапазоне до наибольшего значения $120...170^\circ$.

Рассмотрим шарнир (рис. 1), образованный втулкой 1 и пальцем 2, контакт между которыми происходит по цилиндрической поверхности в пределах угла $2\varphi_0$.

Приведенный коэффициент трения в таком цилиндрическом шарнире [17, 21]

$$f_{пр} = \frac{F_{тр}}{F_N}, \quad (1)$$

где $F_{тр}$ — результирующая сила трения; F_N — результирующая нормальная сила.

Из условия равновесия определяем результирующую нормальную силу

$$F_N = 2r \int_0^{\varphi_0} p(\varphi) \cos \varphi d\varphi, \quad (2)$$

где r — радиус площадки контакта; φ_0 — половина угла, соответствующего площадке контакта; $p(\varphi)$ — функция, описывающая характер распределения давления на площадке контакта; φ — угловая координата точки, в которой действует давление.

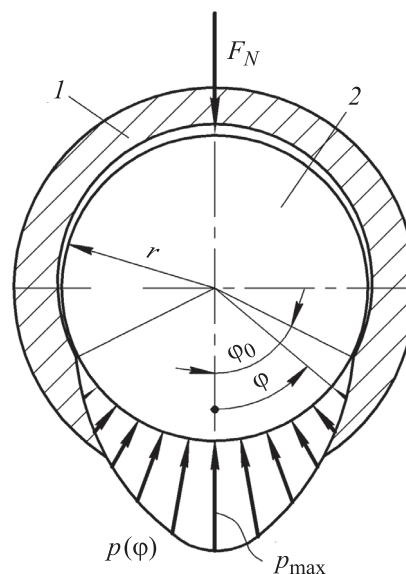


Рис. 1. Схема расчета цилиндрического шарнира

Результирующая сила трения

$$F_{\text{тр}} = 2rf \int_0^{\varphi_0} p(\varphi) d\varphi. \quad (3)$$

Из выражений (1)–(3) следует, что характер распределения давления по площадке контакта существенно влияет на приведенный коэффициент трения. При расчете триботехнических характеристик цилиндрических сопряжений закон распределения давления обычно принимают постоянным $p(\varphi) = \text{const}$ (для неприработанных поверхностей), косинусоидальным $p(\varphi) = p_{\text{max}} \cos \varphi$ или близким к нему (для приработанных поверхностей) [1, 15, 16], где p_{max} — наибольшее давление на площадке контакта.

Чтобы получить формулу для определения приведенного коэффициента трения в диапазоне угла контакта $0^\circ < \varphi_0 < 80^\circ$, запишем косинусоидальный закон распределения давления в виде

$$p(\varphi) = p_{\text{max}} \cos \frac{\pi\varphi}{2\varphi_0}. \quad (4)$$

Таблица 1

Результаты определения триботехнических характеристик шарниров

Закон распределения давления	Формула для определения приведенного коэффициента трения
Постоянный $p(\varphi) = p_{\text{max}} = \text{const}$	$f_{\text{пр}} = \frac{f\varphi_0}{\sin \varphi_0} \quad (5)$
Косинусоидальный $p(\varphi) = p_{\text{max}} \cos \frac{\pi\varphi}{2\varphi_0}$	$f_{\text{пр}} = \frac{f(\pi^2 - 4\varphi_0^2)}{\pi^2 \cos \varphi_0} \quad (6)$

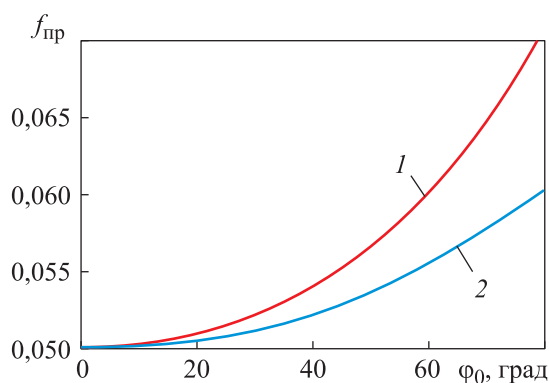


Рис. 2. Зависимости приведенного коэффициента трения $f_{\text{пр}}$ от угла контакта φ_0 для неприработанных (1) и приработанных (2) поверхностей

С помощью выражений (1)–(4) получены формулы для расчета коэффициента трения в цилиндрических шарнирах, приведенные в табл. 1.

Результаты расчета по формулам (5) и (6) позволили получить теоретическую зависимость приведенного коэффициента трения от угла контакта φ_0 и степени приработки сопряженных поверхностей для пары трения сталь — сталь со смазкой $f = 0,05$ (рис. 2).

Видно, что при угле контакта менее 20° степень приработки цилиндрических поверхностей незначительно влияет на приведенный коэффициент трения. Увеличение угла контакта φ_0 с 20 до 80° нелинейно увеличивает коэффициент трения неприработанных и приработанных поверхностей в 1,39 и 1,19 раза соответственно.

Экспериментальное исследование коэффициента трения. Проведена экспериментальная проверка адекватности сделанных теоретических выводов. В качестве независимых параметров приняты значения угла контакта сопрягаемых поверхностей φ_0 и возникающего между ними давления p . Скорость относительного скольжения сопрягаемых поверхностей оставалась постоянной и составляла 2,5 м/с. В качестве зависимого параметра принят приведенный коэффициент трения $f_{\text{пр}}$.

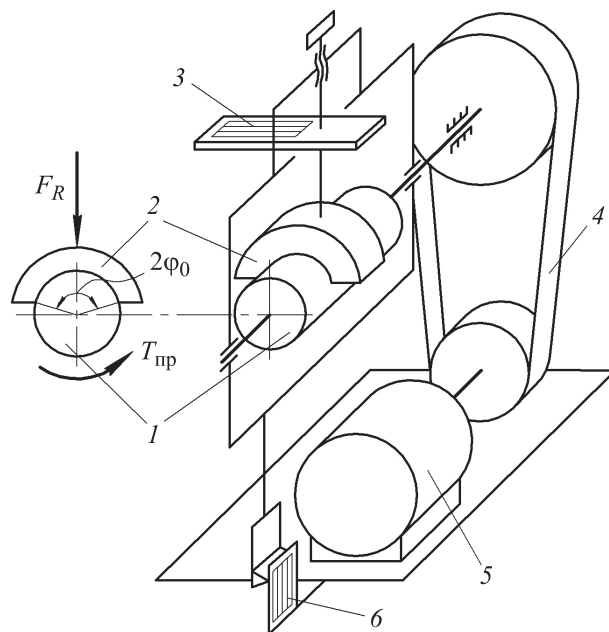


Рис. 3. Кинематическая схема экспериментальной установки

Трение в контакте цилиндрических поверхностей шарниров моделировали с помощью кинематической пары, состоящей из втулки 1 и полукольца 2 (рис. 3). Втулке через клиноремennую передачу 4 задавали вращение от электродвигателя 5 и проводили нагружение полукольца радиальной силой F_R для возникновения момента от сил трения $T_{тр}$. Для измерения момента трения и радиальной силы использовали тензорезисторные силоизмерители 3 и 6.

Экспериментальные образцы втулки и полуколец имели следующие характеристики: материал — сталь 18 ХГТ твердостью 55...60 HRC₃; шероховатость поверхностей $Ra = 1,6$ мкм; радиус сопряжения $r = 30$ мм; длина сопряжения $l = 15$ мм. Полукольца обеспечивали сопряжение с втулкой при угле контакта $\varphi_0 = 30, 50$ и 70° .

Измерение момента трения проводили для неприработанных и приработанных поверхностей. Образцы с приработанными поверхно-

стями предварительно проходили приработку при нагрузке 0,5 МПа в течение 20 ч.

Эксперименты выполняли в условиях смазки индустриальным маслом И-20 с температурой $t = (45 \pm 5)^\circ\text{C}$.

Приведенный коэффициент трения скольжения находили по формуле [17]

$$f_{пр} = \frac{T_{тр}}{rF_R}.$$

Результаты и обсуждение. Экспериментальные результаты (точки) и их аппроксимация (линии), характеризующие влияние угла площадки контакта и среднего давления на приведенный коэффициент трения для неприработанных и приработанных поверхностей приведены на рис. 4, а и б.

Относительная погрешность серии измерений момента трения не превышала 7,9 %.

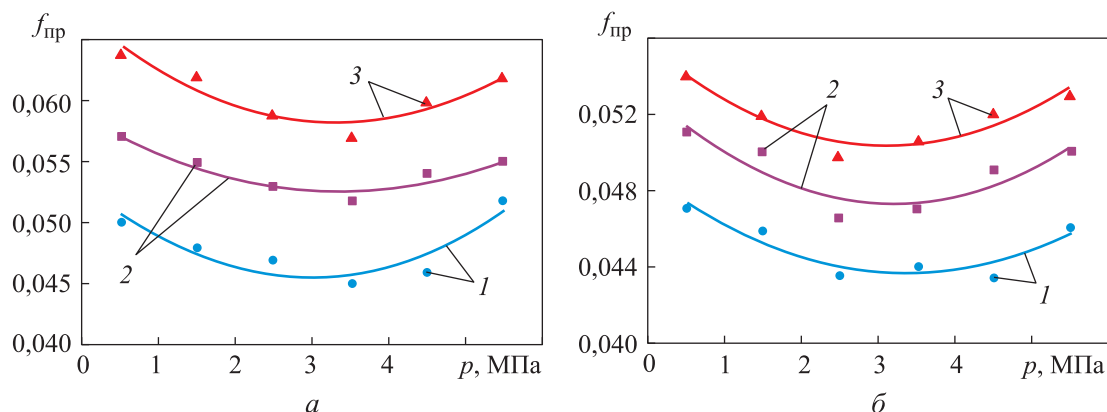


Рис. 4. Экспериментальные (точки) и аппроксимирующие (линии) зависимости приведенного коэффициента трения $f_{пр}$ неприработанных (а) и приработанных (б) поверхностей от давления p при угле контакта $\varphi_0 = 30$ (1), 50 (2) 70° (3)

Таблица 2

Теоретические и экспериментальные значения приведенного коэффициента трения для приработанных поверхностей

Способ определения коэффициента трения	Коэффициент трения при среднем давлении p , МПа					
	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5
При угле площадки контакта $\varphi_0 = 30^\circ$						
Теоретический	0,041...0,051					
Экспериментальный	0,047	0,046	0,043	0,044	0,043	0,046
При угле площадки контакта $\varphi_0 = 50^\circ$						
Теоретический	0,043...0,054					
Экспериментальный	0,051	0,050	0,046	0,047	0,049	0,050
При угле площадки контакта $\varphi_0 = 70^\circ$						
Теоретический	0,046...0,058					
Экспериментальный	0,054	0,052	0,049	0,050	0,052	0,053

Как видно из рис. 4, с увеличением давления p приведенный коэффициент трения проходит через минимум в достаточно узком диапазоне, когда разброс между минимальными и максимальными значениями составляет не более 8,3...14,8 %. Изменение коэффициента трения при повышении нагрузки отмечено и другими авторами [22–26], что можно объяснить переходом упругого контакта на поверхности сопряжения к упругопластическому.

Теоретические и экспериментальные значения приведенного коэффициента трения для приработанных поверхностей указаны в табл. 2. Теоретические значения рассчитаны по формуле (6) при коэффициенте трения $f = 0,04...0,05$.

Из табл. 2 следует, что экспериментальные значения почти совпадают с теоретическим диапазоном изменения приведенного коэффициен-

та трения. Для неприработанных поверхностей также наблюдается аналогичное совпадение.

Выводы

1. Теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что увеличение угла контакта $2\varphi_0$ сопряженных поверхностей цилиндрических шарниров с 40 до 160° вызывает рост приведенного коэффициента трения на 20...40 %.

2. Экспериментально показано, что при изменении нагрузки в диапазоне 0,5...5,5 МПа с постоянной площадью контактирующих поверхностей коэффициент трения изменяется не более чем на 14,8 %.

3. Результаты проведенных исследований можно использовать при проектировании шарнирных соединений приводов машин.

Литература

- [1] Сухарев И.П. *Прочность шарнирных узлов машин*. Москва, Машиностроение, 1977. 168 с.
- [2] Дроздов Ю.Н., Соколов С.Л., Ушаков Б.Н. Расчетно-экспериментальный анализ контактных напряжений в шарнирных соединениях. *Вестник машиностроения*, 2013, № 4, с. 32–38.
- [3] Кучаев П.А., Аноприенко А.К. Разработка технологического процесса восстановления шарнирного узла стрелы дистанционно-управляемой демонтажной машины с применением полимерных композиционных материалов. *Проблемы машиностроения и автоматизации*, 2024, № 3, с. 115–118, doi: https://doi.org/10.52261/02346206_2024_3_115
- [4] Иванов В.Ю. Актуальные вопросы методики расчета прочности проушин шарнирных узлов порталных кранов. *Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова*, 2014, № 3, с. 113–119.
- [5] Зайцев П.А., Бакулин А.Ю., Смирнов Н.А. Особенности контактного и кинематического взаимодействий элементов шарнирных узлов. *Актуальные проблемы авиации и космонавтики*, 2012, т. 1, № 8, с. 80–82.
- [6] Dzhumataev M. Hinge-lever mechanisms of variable structure and their applications in engineering. *MATEC Web Conf.*, 2023, vol. 387, art. 01006, doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202338701006>
- [7] Mudrov A.P., Mudrov A.G., Yakhin S.M. et al. Study of spatial hinge mechanisms and their use in agricultural machines. *BIO Web Conf.*, 2020, vol. 17, art. 00012, doi: <https://doi.org/10.1051/bioconf/20201700012>
- [8] Пастухов А.Г. Разработка и оценка ресурса карданного шарнира повышенной ремонтпригодности. *Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения*, 2003, № 1, с. 200–207.
- [9] Алисин В.В. Прогнозирование ресурса работы цилиндрических шарниров. *Мехатроника, автоматика и робототехника*, 2022, № 10, с. 32–34, doi: <https://doi.org/10.26160/2541-8637-2022-10-32-34>
- [10] Lagerev I.A., Lagerev A.V. Increasing operating life of hinge lugs in manipulators of mobile transportation and production machines. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 2018, vol. 194, art. 042012, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/4/042012>
- [11] Цитович И.С., Митин Б.Е., Дзюнь В.А. *Надежность трансмиссий автомобилей и тракторов*. Минск, Наука и техника, 1985. 143 с.

- [12] Шовкопляс А.В. Износостойкость шарниров рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов и погрузчиков. *Вестник ЛГУ им. В. Даля*, 2023, № 7, с. 137–140.
- [13] Шец С.П., Могилев А.Е. Механизм изнашивания пар трения в шарнирных соединениях рулевых приводов автомобилей. *Транспортное машиностроение*, 2023, № 8, с. 18–25, doi: <https://doi.org/10.30987/2782-5957-2023-8-18-25>
- [14] Poprukailo A.V., Kostyukovich G.A., Verameichyk A.I. et al. On the wear mechanism of cardan gear joints. *Вестник Брестского государственного технического университета*, 2022, № 3, с. 31–33, doi: <https://doi.org/10.36773/1818-1112-2022-129-3-31-33>
- [15] Bai Z., Ning Z., Zhou J. Study on wear characteristics of revolute clearance joints in mechanical systems. *Micromachines*, 2022, vol. 13, no. 7, art. 1018, doi: <https://doi.org/10.3390/mi13071018>
- [16] Александров В.М., Ромалис Б.Л. *Контактные задачи в машиностроении*. Москва. Машиностроение, 1986. 176 с.
- [17] Заблонский К.И., Белоконов И.М., Щекин Б.М. *Теория механизмов и машин*. Киев, Выща школа, 1989. 376 с.
- [18] Тащилин Л.Н. Трение во вращательных кинематических парах. *Computational Nanotechnology*, 2019, т. 6, № 1, с. 9–13.
- [19] Штаерман И.Я. *Контактные задачи теории упругости*. Москва, Ленинград, Гостехиздат, 1949. 270 с.
- [20] Liu C., Zhang K., Yang L. The compliance contact model of cylindrical joints with clearances. *Acta Mech. Sinica*, 2005, vol. 21, no. 5, pp. 451–458, doi: <https://doi.org/10.1007/s10409-005-0061-7>
- [21] Mihalache A.M., Merticaru V., Ermolai V. et al. Friction in cylindrical joints. *Lubricants*, 2025, vol. 13, no. 2, art. 66, doi: <https://doi.org/10.3390/lubricants13020066>
- [22] Мышкин Н.К., Петроковец М.И. *Трение, смазка, износ*. Москва, Физматлит, 2007. 368 с.
- [23] Измайлов В.В., Новоселова М.В. Адгезионное взаимодействие трущихся тел и зависимость коэффициента трения от нормальной нагрузки. *Сборка в машиностроении, приборостроении*, 2019, № 12, с. 549–556.
- [24] Кривошея Ю.В., Кривошея Д.С. Коэффициент трения покоя дискового тормоза. *Известия Транссиба*, 2020, № 4, с. 75–81.
- [25] Chowdhury M.A., Nuruzzaman D.M., Mia A.H. et al. Friction coefficient of different material pairs under different normal loads and sliding velocities. *Tribology in Industry*, 2012, vol. 34, no. 1, pp. 18–23.
- [26] Booker J.D., Truman C.E. A statistical study of the coefficient of friction under different loading regimes. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 2008, vol. 41, no. 17, art. 174003, doi: <https://doi.org/10.1088/0022-3727/41/17/174003>

References

- [1] Sukharev I.P. *Prochnost sharnirnykh uzlov mashin* [Strength of machine hinge assemblies]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 168 p. (In Russ.).
- [2] Drozdov Yu.N., Sokolov S.L., Ushakov B.N. Contact stress in hinged joints. *Vestnik mashinostroeniya*, 2013, no. 4, pp. 32–38. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2013, vol. 33, no. 7, pp. 392–399, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X13070058>)
- [3] Kuchaev P.A., Anoprienko A.K. The process of restoring the boom hinge joint of a remote-controlled demolition machine using polymer composite materials. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2024, no. 3, pp. 115–118, doi: https://doi.org/10.52261/02346206_2024_3_115 (in Russ.). (Eng. version: *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2024, vol. 53, no. 8, pp. 954–957, doi: <https://doi.org/10.1134/S1052618824700729>)
- [4] Ivanov V.Yu. Topical questions of methodology for calculation of eyes strength of hinged units for gantry cranes. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S.O. Makarova*, 2014, no. 3, pp. 113–119. (In Russ.).
- [5] Zaytsev P.A., Bakulin A.Yu., Smirnov N.A. Features of contact and kinematic interactions of elements of hinge joints. *Aktualnye problemy aviatsii i kosmonavтики*, 2012, vol. 1, no. 8, pp. 80–82. (In Russ.).

- [6] Dzhumataev M. Hinge-lever mechanisms of variable structure and their applications in engineering. *MATEC Web Conf.*, 2023, vol. 387, art. 01006, doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202338701006>
- [7] Mudrov A.P., Mudrov A.G., Yakhin S.M. et al. Study of spatial hinge mechanisms and their use in agricultural machines. *BIO Web Conf.*, 2020, vol. 17, art. 00012, doi: <https://doi.org/10.1051/bioconf/20201700012>
- [8] Pastukhov A.G. Development and evaluation of the service life of a universal joint with increased maintainability. *Konstruirovanie, ispolzovanie i nadezhnost mashin sel'skokhozyaystvennogo naznacheniya* [Designing, use and reliability agricultural machines destination], 2003, no. 1, pp. 200–207. (In Russ.).
- [9] Alisin V.V. Forecasting the service life of cylindrical hinges. *Mekhatronika, avtomatika i robototekhnika*, 2022, no. 10, pp. 32–34, doi: <https://doi.org/10.26160/2541-8637-2022-10-32-34> (in Russ.).
- [10] Lagerev I.A., Lagerev A.V. Increasing operating life of hinge lugs in manipulators of mobile transportation and production machines. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 2018, vol. 194, art. 042012, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/4/042012>
- [11] Tsitovich I.S., Mitin B.E., Dzyun V.A. *Nadezhnost transmissiy avtomobiley i traktorov* [Reliability of transmissions of cars and tractors]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1985. 143 p. (In Russ.).
- [12] Shovkoplyas A.V. Wear resistance of hinges of working equipment of single-bucket excavators and loaders. *Vestnik LGU im. V. Dala* [Vestnik Lugansk Vladimir Dahl State University], 2023, no. 7, pp. 137–140. (In Russ.).
- [13] Shets S.P., Mogilev A.E. Wear mechanism of friction pairs in articulated joints of car steering gears. *Transportnoe mashinostroyeniye* [Transport Engineering], 2023, no. 8, pp. 18–25, doi: <https://doi.org/10.30987/2782-5957-2023-8-18-25> (in Russ.).
- [14] Poprukailo A.V., Kostyukovich G.A., Verameichyk A.I. et al. On the wear mechanism of cardan gear joints. *Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Vestnik of Brest State Technical University], 2022, no. 3, pp. 31–33, doi: <https://doi.org/10.36773/1818-1112-2022-129-3-31-33> (in Russ.).
- [15] Bai Z., Ning Z., Zhou J. Study on wear characteristics of revolute clearance joints in mechanical systems. *Micromachines*, 2022, vol. 13, no. 7, art. 1018, doi: <https://doi.org/10.3390/mi13071018>
- [16] Aleksandrov V.M., Romalis B.L. *Kontaktnye zadachi v mashinostroyenii* [Contact problems in mechanical engineering.]. Moscow. Mashinostroyeniye Publ., 1986. 176 p. (In Russ.).
- [17] Zablonskiy K.I., Belokonev I.M., Shchekin B.M. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Kiev, Vyshcha shkola Publ., 1989. 376 p. (In Russ.).
- [18] Tashchilin L.N. Friction in rotational kinematic pairs. *Computational Nanotechnology*, 2019, vol. 6, no. 1, pp. 9–13. (In Russ.).
- [19] Shtaerman I.Ya. *Kontaktnye zadachi teorii uprugosti* [Contact problems of elasticity theory]. Moscow, Leningrad, Gostekhizdat Publ., 1949. 270 p. (In Russ.).
- [20] Liu C., Zhang K., Yang L. The compliance contact model of cylindrical joints with clearances. *Acta Mech. Sinica*, 2005, vol. 21, no. 5, pp. 451–458, doi: <https://doi.org/10.1007/s10409-005-0061-7>
- [21] Mihalache A.M., Merticaru V., Ermolai V. et al. Friction in cylindrical joints. *Lubricants*, 2025, vol. 13, no. 2, art. 66, doi: <https://doi.org/10.3390/lubricants13020066>
- [22] Myshkin N.K., Petrokovets M.I. *Trenie, smazka, iznos* [Friction, lubrication, wear]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2007. 368 p. (In Russ.).
- [23] Izmaylov V.V., Novoselova M.V. The adhesive interaction of friction bodies and the dependence of a friction coefficient on a normal load. *Sborka v mashinostroyenii, priborostroyenii* [Assembling in Mechanical Engineering, Instrument-Making], 2019, no. 12, pp. 549–556. (In Russ.).
- [24] Krivosheya Yu.V., Krivosheya D.S. Disc brake static friction coefficient. *Izvestiya Transsiba* [Journal of Transsib Railway Studies], 2020, no. 4, pp. 75–81. (In Russ.).
- [25] Chowdhury M.A., Nuruzzaman D.M., Mia A.H. et al. Friction coefficient of different material pairs under different normal loads and sliding velocities. *Tribology in Industry*, 2012, vol. 34, no. 1, pp. 18–23.

- [26] Booker J.D., Truman C.E. A statistical study of the coefficient of friction under different loading regimes. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 2008, vol. 41, no. 17, art. 174003, doi: <https://doi.org/10.1088/0022-3727/41/17/174003>

Статья поступила в редакцию 12.11.2025

Информация об авторе

ШАРКОВ Олег Васильевич — доктор технических наук, профессор Высшей школы киберфизических систем. ФГАОУ ВО «Балтийский федеральный университет им. И. Канта» (236016, Калининград, Российская Федерация, ул. А. Невского, д. 14, e-mail: osharkov@kantiana.ru).

Information about the author

SHARKOV Oleg Vasil'yevich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor of Higher School of Cyber-Physical Systems. Immanuel Kant Baltic Federal University (236016, Kaliningrad, Russian Federation, A. Nevskogo, St., Bldg. 14, e-mail: osharkov@kantiana.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Шарков О.В. Определение приведенного коэффициента трения в шарнирных узлах машин. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 4, с. 28–35.

Please cite this article in English as:

Sharkov O.V. Determination of the reduced coefficient of friction in the hinge joints of machines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 4, pp. 28–35.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям монографию
под редакцией А.Л. Носко**

«Тормозные ролики для паллетных гравитационных стеллажей. Конструкция. Теория. Методы расчета. Эффективность применения»

Авторы: Е.В. Сафронов, А.Л. Носко, И.А. Шарифуллин

Представлены разработанные математические модели процесса движения паллеты по тормозным роликам различных типов, метод расчета скорости движения паллеты по тормозному ролику, стенд для экспериментального исследования тормозных роликов различных типов. Приведены результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных исследований тормозных роликов, анализа эффективности работы и срока службы отечественного образца тормозного центробежного фрикционного ролика с зарубежными аналогами. Изложен разработанный метод выбора тормозного дискового магнитного ролика отечественной конструкции.

Для научных и инженерно-технических работников машиностроительной промышленности Российской Федерации, занимающихся проектированием, эксплуатацией, ремонтом и испытаниями паллетных гравитационных стеллажей.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>